

PAT-NO: JP359173584A

DOCUMENT-IDENTIFIER: **JP 59173584 A**

TITLE: ROTARY PUMP AND ITS ROTOR FOR OIL PUMP LUBRICATING
INTERNAL-COMBUSTION ENGINE

PUBN-DATE: October 1, 1984

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

SAEGUSA, YASUYOSHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

SUMITOMO ELECTRIC IND LTD

N/A

APPL-NO: JP58049289

APPL-DATE: March 23, 1983

INT-CL (IPC): F04C002/10, F01M001/02

US-CL-CURRENT: **418/150**, 418/171

ABSTRACT:

PURPOSE: To improve volumetric efficiency of a pump, by using the rotary pump, in which a trochoid curve is utilized, as an oil pump lubricating an internal- combustion engine.

CONSTITUTION: The oil pump lubricating an internal-combustion engine uses a rotary pump having an outer rotor curve and utilizing a trochoid curve so as to satisfy a relation, where $0 < fe \leq fe(n)$, $fe(n) = a_0 + a_1/n + a_2/n^2 + a_3/n^3 + a_4/n^4$ ($a_0 = 0.5$, $a_1 = 1.434$, $a_2 = -19.79$, $a_3 = 51.02$, $a_4 = -33.11$), when assuming $fe = e/B$ for eccentricity and $n = A/B$ for base circle ratio, and so as to obtain a relation, where $|\Delta b| + |\Delta c| < 0.3\text{mm}$ (where $b > c$), when assuming Δb_{mm} for corrective value of a distance between the center of a circular arc tooth of an outer rotor and the center of the outer rotor and Δc_{mm} for corrective value of a circular arc radius. In this way, a change rate of combined clearance between rotors can be decreased to $\sim 60\%$, thus improving volumetric efficiency of the pump.

COPYRIGHT: (C)1984,JPO&Japio

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭59—173584

⑤ Int. Cl.³
F 04 C 2/10
F 01 M 1/02

識別記号

庁内整理番号
6965—3H
A 6552—3G

⑬ 公開 昭和59年(1984)10月1日

発明の数 2
審査請求 有

(全 5 頁)

⑭ 内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプおよびそのローター

伊丹市昆陽北1丁目1番1号住友電気工業株式会社伊丹製作所内

⑯ 特 願 昭58—49289

⑰ 出 願 人 住友電気工業株式会社

⑱ 出 願 昭58(1983)3月23日

大阪市東区北浜5丁目15番地

⑲ 発 明 者 三枝康能

⑳ 代 理 人 弁理士 和田昭

明 細 書

1. 発明の名称

内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプおよびそのローター

2. 特許請求の範囲

(1) 内燃機関潤滑オイルポンプとしてトロコイド曲線を利用した回転ポンプを使用することを特徴とする内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプ。

(2) トロコイド曲線を利用した回転ポンプにおいて、インナーローターとアウターローターとの組合わせ間隙が全周にわたりほぼ一定となるように、

(i) トロコイド諸元のうち基礎円径を A mm、転円径を B mm、離心量を e mm、離心率 $fe = e/B$ 、基礎円比率 $n = A/B$ としたとき、 fe が $0 < fe \leq fe(n)$

$fe(n) = a_0 + \frac{a_1}{n} + \frac{a_2}{n^2} + \frac{a_3}{n^3} + \frac{a_4}{n^4}$
(但し、 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 は $a_0 = 0.5$ 、 $a_1 = 1.434$ 、 $a_2 = -19.79$ 、 $a_3 = 51.02$ 、

$a_4 = -33.11$ の定数である。)

となるようにトロコイド諸元を選び、

(ii) アウターローターの円弧曲線中心とアウターローターの中心との中心距離の修正値を Δb mm、円弧半径の修正値を Δc mm としたとき、

$|\Delta b| + |\Delta c| < 0.3$ mm (但し $\Delta b > \Delta c$)

となるように Δb 、 Δc を選んでアウターローター曲線を修正すること、

を満足する曲線形状を持つようにすることを特徴とする内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプのローター。

3. 発明の詳細な説明

この発明はトロコイド曲線を利用した回転ポンプを用いた内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプおよびそのローターに関するものである。

従来、トロコイド曲線を利用した回転ポンプにおけるインナーローターは、第1図に示す如く基礎円径を A 、転円径を B 、離心量を e 、軌跡円径を C としたとき、基礎円上を滑ることなく転円が転がり、その転円の中心から e だけ離れた転円内

の固定点が画く軌跡としてトロコイド曲線Tが得られ、そして該トロコイド曲線T上に中心を有する直径φCの円弧群の包絡線としてその歯形曲線TCが得られる。

またアウターローターの曲線は直径A+Bの円周上に中心を有する直径Cの(n+1)ヶの円弧で主として構成する。

第2図はインナーローター1とアウターローター2との関係を示すものであるが、通常インナーローター1は駆動軸3に5で示すようなキー等で固定されて回転する。そしてアウターローター2は駆動軸3に対してeだけ偏心したケース内に収められ、インナーローター1の回転に従って回転する。

インナーローター1とアウターローター2の間の空間部4が回転中に容積変化することにより、流体の吸入および吐出作用が引起こされるのである。

上記した諸元からトロコイド曲線を利用して得られたインナーローター1の曲線とアウターロー

ター2の曲線との組合わせ間隙 δ は0であって、回転不能の状態であるから、実際にはインナーローター1の曲線を小さくするか、またはアウターローター2の曲線を大きく修正して回転が可能となる組合わせ間隙 δ を作っている。

しかし、この修正方法は、従来経験的に曲線修正を行っており、トロコイド曲線利用の市販のポンプにおける各部分の組合わせ間隙 δ は一定ではなく、第2図に示す回転角 θ の変化に伴ない、第3図の実線で示すように変動し、その変動率をSとすると、

$$S = \frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{\delta_{\max}}$$

は約60~80%となっている。

この最大組合わせ間隙 δ_{\max} を小さくすることによって、ポンプの容積効率を向上することができるが、第3図のような場合、組合わせ間隙を小さくしすぎると第3図のa部の如く最小組合わせ間隙 δ_{\min} 部では歯の干渉を生じ、回転不良となる。即ち組合わせ間隙を小さくできる限界は、組合わせ間隙変動率Sによって左右されるのである。

このように従来の回転ポンプにおけるインナーローター1とアウターローター2の間隙変動率Sは60~80%と大きく、従って最大間隙を小さくできないため、高温条件下や低速条件下での容積効率が悪いこと、また、たとえこの間隙変動率の修正をはかるとしても手修正による試行錯誤的設計、製作であるため、形状設計、製作に多大の時間と費用を要するという欠点があった。

本発明者は、上記の如きトロコイド曲線を利用した回転ポンプのインナーローターとアウターローターとの間隙変動率を小さくすることの設計条件について探索した結果、この発明に至ったものである。

以下この発明を第4図に基づいて説明する。

即ち、この発明は内燃機関潤滑用オイルポンプとしてトロコイド曲線を利用した回転ポンプを使用するものであり、この回転ポンプにおいて、インナーローターとアウターローターとの組合わせ間隙が全周にわたりほぼ一定となるように、

(1) トロコイド諸元のうち基礎円径をA mm、転円

径をB mm、離心量をe mm、離心率 $fe = e/B$ 、基礎円比率 $n = A/B$ としたとき、

fe が $0 < fe \leq fe(n)$

$$fe(n) = a_0 + \frac{a_1}{n} + \frac{a_2}{n^2} + \frac{a_3}{n^3} + \frac{a_4}{n^4}$$

(但し、 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 は $a_0 = 0.5, a_1 = 1.434, a_2 = -19.79, a_3 = 51.02, a_4 = -33.11$ の定数である。)

となるようにトロコイド諸元を選び、

(2) アウターローターの円弧歯中心とアウターローターの中心との中心距離の修正値を Δb mm、円弧半径の修正値を Δc mmとしたとき、

$$|\Delta b| + |\Delta c| < 0.3 \text{ mm (但し } \Delta b > \Delta c \text{)}$$

となるように $\Delta b, \Delta c$ を選んでアウターローター曲線を修正すること、

を満足する曲線形状を持つようにすることとを特徴とする、インナーローターとアウターローターとの組合わせ間隙変動率を0~60%と小さくすることのできる内燃機関潤滑用オイルポンプとしての回転ポンプ用ローターを提供するものである。

この発明において、特許請求の範囲第2項の(1)

の条件を満足する離心率 fe は基礎円比率 $n = A/B$ の値によって異なるので、これを組合わせ間隙の理論計算および現品についての確認により n の値に対する離心率 fe を算出した。その結果を数式にすると、

$$0 < fe \leq fe(n)$$

$$fe(n) = a_0 + \frac{a_1}{n} + \frac{a_2}{n^2} + \frac{a_3}{n^3} + \frac{a_4}{n^4}$$

(但し、 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 は $a_0 = 0.5, a_1 = 1.434, a_2 = -19.79, a_3 = 51.02, a_4 = -33.11$ の定数である。)である。

上記の範囲内で離心率 fe を選べば組合わせ間隙変動率 S を $0 \sim 60\%$ にすることができ、 n が多くなるに従って離心率 fe の選択範囲は広くなり、 fe は小さくするほど間隙変動率 S も小さくなるのである。

そしてこの発明では上式における n を基礎円径 A_{mm} と転円径 B_{mm} との比率即ち基礎円比率 A/B としたので、従来のインナーローターの歯数を n とした場合におけるような n が $1, 2, 3 \dots$ のような整数の場合の離心率 fe だけでなく $n = 4.5$ 、

および組合わせ間隙変動率 S は、円弧中心距離の修正値 Δb と円弧半径の修正値 Δc の関数即ち

$$g_{max} = f_1(\Delta b, \Delta c)$$

$$g_{min} = f_2(\Delta b, \Delta c)$$

$$S = f_3(\Delta b, \Delta c)$$

となっており、希望する g_{max} に対し、 Δb と Δc の絶対値の和が $0.3mm$ 以下になるように夫々の修正値 $\Delta b, \Delta c$ を選ぶことにより、間隙変動率 S も従来市販のポンプローターよりも小さくなり(60%以下)、間隙の変化曲線の起伏は第3図のアウトローター曲線が修正されたときの間隙変動曲線にて示すように滑らかとなるので最大間隙 g_{max} を小さく設定しても回転不良とならないことが特徴である。

このように、この発明は特許請求の範囲第2項に記載の(1)および(4)の条件により、従来市販のローターでは間隙変動率が60~80%であるのに対し、これを $0 \sim 60\%$ に小さくでき、油の漏れ量が少なくなるのである。

例えば変動率が80%の場合と20%の場合を比較

$n = 5.5$ のような特殊歯形の場合にも対応しうるのである。

次に特許請求の範囲第2項の(4)のアウトローター曲線の修正について第4図のアウトローター曲線の修正要素を示す説明図を参照して説明すると、いまアウトローター2の理論曲線の円弧歯半径の修正値($c_{2mm} - c_{1mm}$)を Δc_{mm} 、円弧中心距離 b の修正値($00_{2mm} - 00_{1mm}$)を Δb_{mm} とすると、従来は $\Delta b = +0.2 \sim 0.4mm$ (+は中心距離が大となる方向)、 $\Delta c = +0.1 \sim 0.3mm$ (+は円弧半径が大となる方向)程度の修正を行っており、これらの市販のポンプのインナーローター1の回転角 θ を横軸に、間隙 g を縦軸とした時の曲線はさきの第3図のようになり、最大間隙 g_{max} を点線のように小さくすると、 g_{min} の点 a で歯の干渉を生ずるので最大間隙を小さくすることにも限界がある。

この発明は、この修正値を組合わせ間隙の理論計算および現品についての確認により分析した結果、トロコイド諸元を与えた場合の g_{max}, g_{min}

すれば、後者は前者の $1/4$ まで最大間隙を小さくしても回転不良とはならないのである。そして例えば最大間隙 $0.2mm$ と $0.5mm$ で高温あるいは低速条件下での容積効率は、最大40%近い差を生じるのである。

このように組合わせ間隙を全周にわたってほぼ一定に、且つ小さくすることによってポンプの性能、特に高圧条件下、低粘度流体使用条件下、低速運転条件下での容積効率を著しく向上させることができるのである。

またこの発明によれば、製品および金型が数学的に正確に表現できるため、解析計算が短時間ででき、従って形状設計、製作が短時間で行なえるという効果も有するのである。

かくして(1)内燃機関潤滑用のオイルポンプにおいては、ピストンとシリンダーとの潤滑を行なう性格上、油が高温となり、したがって粘度が低くなり容積効率に及ぼす間隙の影響が大きくなるが、このような使用条件に対してもこの発明のローターを使用することが大きな効果を発揮するのであ

る。また図内燃機潤滑用のオイルポンプにおいては、その使用環境によっては、特に起動時にかなりの低温となり、またアイドリング時には低速となるが、このような低温時、即ち高粘度流体に対してこの発明の間隙一様なローターはトルク変動が少なく、また低速時には低温の油に対しては勿論高温の油に対しても高い容積効率が得られるのである。

4. 図面の簡単な説明

第1図はトロコイド曲線諸元の説明図、第2図はトロコイド曲線を利用したアウターローターとインナーローターとの組合わせ間隙の説明図、第3図は市販のオイルポンプローターの間隙変動曲線、第4図はこの発明におけるアウターローター曲線の修正要素を示す説明図である。

- A … 基盤円径 B … 転円径 e … 離心量
1 … インナーローター
2 … アウターローター
3 … 駆動軸 4 … 間隙部 5 … キー
0 … トロコイド理論曲線のアウターローターの

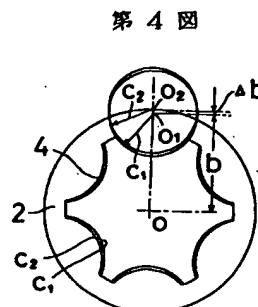
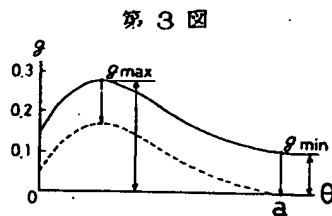
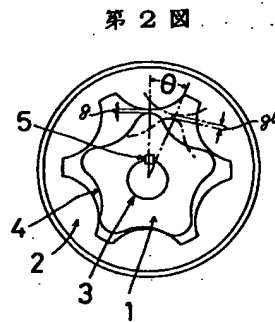
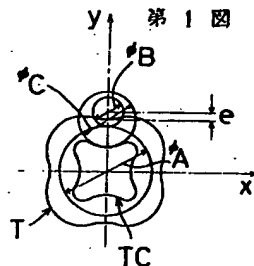
中心

- O_1 … 同上の円弧歯中心
 C_1 … 同上の円弧歯半径
 O_2 … 修正した円弧歯中心
 C_2 … 修正した円弧歯半径

和
田
昭

特許出願人 住友電気工業株式会社

代理人 弁理士 和田 昭



昭和58年10月26日

特許庁長官 殿

1. 事件の表示

昭和58年特許願第49289号

2. 発明の名称

内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプおよびそのローター

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住 所 大阪市東区北浜5丁目15番地

名 称 (213) 住友電気工業株式会社

4. 代理人

住 所 大阪市大淀区中津1丁目18番18号

若杉ビル

氏 名 (6757) 弁理士 和田 昭

5. 補正の対象

明細書の「発明の詳細な説明」の欄

6. 補正の内容

1. 明細書第4頁5行目

「9■」を「9θ」と訂正します。